

(51)

Int. Cl.:

F 16 h

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

DEUTSCHES PATENTAMT



(52)

Deutsche Kl.: 47 h - 39/50

(10)

(11)

# Auslegeschrift 1 292 984

(21)

Aktenzeichen: P 12 92 984.9-12 (A 44747)

(22)

Anmeldetag: 10. Dezember 1963

(44)

Auslegetag: 17. April 1969

Ausstellungspriorität: —

(30)

Unionspriorität

(32)

Datum: —

(33)

Land: —

(31)

Aktenzeichen: —

(54)

Bezeichnung: Hydrostatisches Getriebe

(61)

Zusatz zu: —

(62)

Ausscheidung aus: —

(71)

Anmelder: Applied Power Industries Inc., Milwaukee, Wis. (V. St. A.)

Vertreter: Görtz, Dipl.-Ing. Helmuth, Patentanwalt, 6000 Frankfurt

(72)

Als Erfinder benannt: Stein, Gary, New Berlin, Wis. (V. St. A.)

(56)

Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht gezogene Druckschriften:

DT-AS 1 033 527

DT-AS 1 084 580

DT-AS 1 084 581

GB-PS 807 550

US-PS 3 085 403

DT 1 292 984

Die Erfindung betrifft ein hydrostatisches Getriebe, bei dem das Arbeitsmittel von mindestens einer Druckquelle mehreren hydrostatischen Motoren zugeführt wird und bei dem eine Servoeinrichtung vorgesehen ist, um bei Abnahme der Belastung eines Hydromotors größere Energieverluste dadurch, daß diesem Motor eine größere Druckmittelmenge pro Zeiteinheit auf Kosten des oder der anderen normal belasteten Motoren zugeführt wird, im wesentlichen zu vermeiden.

Bei einem bekannten Getriebe wird ein Steuerventil verwendet, das von einem Servoventil eingestellt wird. Das Steuerventil besitzt Auslässe, die an die Hydromotoren angeschlossen sind. In der Normalstellung des Steuerventils erhalten alle Hydromotoren die gleiche Arbeitsmittelmenge pro Zeiteinheit. Jeder Hydromotor treibt eine Servopumpe an. Je zwei Servopumpen liegen in einem geschlossenen Kreislauf, so daß die Förderleitung der einen Pumpe mit der Saugleitung der anderen verbunden ist, und umgekehrt. Beide Verbindungsleitungen sind mit dem Servoventil verbunden. Läuft der eine Hydromotor schneller, so pumpt dessen Servopumpe mehr Medium, als die andere Pumpe aufnehmen kann. Es ergibt sich ein Druckanstieg, der auf das Servoventil übertragen wird und von dort das Hauptventil im Sinne einer Drosselung der zum schneller werdenden Motor führenden Leitung verstellt.

Nachteil dieser bekannten Servoeinrichtung ist die relativ komplizierte Steuerung mit dem zugehörigen apparativen Aufwand. Die Servopumpen laufen dauernd mit und verringern den Gesamtwirkungsgrad.

Aufgabe der Erfindung ist es, eine Servoeinrichtung der eingangs aufgeführten Art zu schaffen, die einfacher und störunanfällig ausgebildet ist. Insbesondere sollen die Herstellungskosten des bekannten Kraftübertragungssystems erheblich herabgesetzt werden.

Diese Aufgabe wird dadurch gelöst, daß jeder Motor bzw. jede Motorgruppe über eine eigene Zufuhrleitung an die Druckquelle angeschlossen ist, daß alle Zufuhrleitungen auch bei unterschiedlichen Belastungen ihrer Motoren den gleichen Arbeitsmitteldurchsatz haben und daß alle Zufuhrleitungen über in Richtung der Zufuhrleitung öffnende Rückschlagventile und Servoleitungen mit einer gemeinsamen Servohauptleitung verbunden sind, die an eine Servo-druckquelle angeschlossen ist, die einen Bruchteil der von der Hauptdruckquelle oder den -quellen gelieferten Gesamtenergie abgibt.

Es ist bereits bekannt, eine Druckquelle so auszubilden, daß sie mehrere Förderleitungen aufweist, die bei unterschiedlichen Druckbelastungen einen unveränderlichen Druckmitteldurchsatz haben.

Bei der Erfindung ist jeder Hydraulikmotor über eine eigene Zufuhrleitung an eine Druckmittelquelle angeschlossen. Unabhängig von den Belastungen der einzelnen Hydromotoren erhalten diese je nach Einstellung immer die gleiche Arbeitsmittelmengenzufuhr. Über die Servohauptleitung wird den einzelnen Hydromotoren eine weitere Arbeitsmittelmenge zugeführt. Bei gleicher Belastung sind auch die zusätzlichen Arbeitsmittelmengen für beide Hydromotoren konstant. Ändert sich nun aber die Belastung des einen Hydromotors, so ändert sich auch die Verteilung der durch die Servoleitungen zugeführten Hilfsmengen. Bei abnehmender Belastung eines Hydromotors er-

hält dieser eine größere Hilfsarbeitsmittelmenge. Dies kann so weit gehen, daß die gesamte, in die Servohauptleitung eingespeiste Arbeitsmittelmenge diesem weniger belasteten Hydromotor zugeführt wird. In jedem Fall erhält aber der andere Hydromotor über seine eigene Zufuhrleitung die eingestellte »Grund-Arbeitsmittelmenge«. Es tritt somit zwar ein gewisser Energieverlust ein, der jedoch nie so groß wird, daß der normal belastete Hydromotor zum Stillstand kommt.

Das vorstehende Prinzip mag in einem Beispiel erläutert werden. Zwei unabhängige Hydromotoren erhalten je einen Arbeitsmittel-Hauptstrom, der 40% des Gesamtstroms der Anlage ausmacht. Der Arbeitsmittel-Servostrom beträgt dann 20%. Davon werden je 10% in den Hauptstrom eingespeist, so daß der Gesamtstrom für jeden Hydromotor 50% beträgt. Sinkt nun die Belastung des einen Hydromotors ab, so wächst der Servostrom für diesen Hilfsmotor an. Der Zuwachs kann aber nur 10% des Gesamtstroms der ganzen Anlage ausmachen, so daß im extremen Fall der schwach belastete Hydromotor 60% und der normal belastete 40% der Gesamtenergie erhält. Es ist also niemals möglich, daß der normal belastete Motor eine starke Absenkung der Energiezufuhr erfährt oder gar zum Stillstand kommt.

Der Fortschritt der Erfindung liegt in dem außerordentlich einfachen und störunanfälligen Aufbau. Es sind lediglich eine Servohauptleitung mit einem Anschluß an eine Druckquelle sowie Servoanschlußleitungen mit Rückschlagventilen vorzusehen.

Wird das erfindungsgemäße Getriebe für den Antrieb von Fahrzeugen, beispielsweise Landfahrzeugen, verwendet, so wird das Problem der ungleichen Antriebsgeschwindigkeit, beispielsweise bei Kurvenfahrt, ohne weiteres gelöst. Aber auch wenn das eine Antriebsrad die Bodenhaftung verliert, kann niemals der gesamte Hydraulikstrom zu dem Hydromotor dieses Rades wandern und das andere Rad zum Stillstand kommen. Vielmehr verliert das die Bodenhaftung beibehaltende Rad lediglich einen gewissen Bruchteil seiner Antriebskraft, nämlich im angegebenen Beispiel 20%. Dies ist noch nicht einmal als Nachteil anzusehen, da — wie die Erfahrung gezeigt hat — in einem solchen Fall die automatische Verringerung der Antriebskraft nur zur Sicherheit beiträgt. Die Erfindung bringt also zweifellos mit einfachsten Mitteln eine sehr fortschrittliche Lösung des bestehenden Problems.

Da gerade bei Fahrzeugen die unterschiedliche Belastung der Fahrzeugräder derart, daß beispielsweise ein Rad seine Bodenhaftung verliert, nur sehr kurzzeitig auftritt, kann in diesem kurzen Zeitraum ein gewisser Energieverlust ohne weiteres in Kauf genommen werden, denn der Gesamtwirkungsgrad des erfindungsgemäßen Kraftübertragungssystems ist dennoch höher als der des bekannten Systems, da hier während des Dauerbetriebs Ausgleichspumpen an jedem Hydraulikmotor mitlaufen müssen, die einen dauernden Umwälzungsverlust bewirken, was einen dauernden Leistungsverlust darstellt.

Weitere Merkmale, Vorteile und Anwendungsmöglichkeiten der neuen Erfindung ergeben sich aus den Darstellungen von Ausführungsbeispielen sowie aus der folgenden Beschreibung und den Unteransprüchen. Es zeigt

Fig. 1 ein Schaltbild eines hydraulischen Systems mit der neuen Erfindung,

Fig. 2 ein schematisches Schaltbild einer Abwandlung des Systems nach Fig. 1, das drei getrennte Pumpen zum Zuführen von Medium aufweist,

Fig. 3 ein schematisches Schaltbild einer Abwandlung des Systems mit zwei variabel angetriebenen Pumpen in einer Allradantriebsausführung und

Fig. 4 eine schematische Abwandlung mit einer einzigen variabel angetriebenen Pumpe, die nach fünf Richtungen abzweigt.

Fig. 1 zeigt eine Form der Erfindung, bei der eine Einzelpumpe die drei gesonderten und unabhängigen Druckmittelquellen für das Getriebesystem abgibt. Diese Druckmittelquellen liefern ihren jeweiligen Motoren die Kraft, von denen in bekannter Weise jeder ein Rad antreibt. Es ist klar, daß beliebig viele, mindestens aber zwei Antriebsräder *W1* und *W2* benutzt werden können.

Die Pumpe *P* kann ihre Förderung in mehrere unabhängige Zuleitungen 1, 2 und 3 aufteilen. Auch andere Formen von Druckmittelquellen, von denen einige noch erwähnt werden, können benutzt werden, aber es ist wesentlich, daß drei unabhängige Zufuhrquellen benutzt werden. Die Leitung 1 steht in Verbindung mit dem Richtungssteuerventil *V1*, während die Leitung 2 dem Richtungssteuerventil *V2* Druckmittel zuführt. Diese Steuerventile sind ebenfalls an sich bekannt und als Vierwegeventile für drei Stellungen ausgebildet. Sie werden durch herkömmliche druckluftbetätigte Servoeinrichtungen *A* betätigt, die durch ein (nicht veranschaulichtes) magnetspulenbetätigtes Steuerventil über die Leitungen *A1* betätigt werden. Diese Richtungssteuerventile leiten über die Leitungen 6 und 7 wahlweise jeder Seite ihrer jeweiligen Motoren Druckmittel zu. Befinden sich diese Ventile in der neutralen Stellung, wird das Mittel durch die Leitung 8 zum Speicher geleitet.

Die hydraulischen Motoren *M1*, *M2* können auf diese Weise je nach der Stellung ihrer jeweiligen Steuerventile wahlweise in beiden Richtungen angetrieben werden. Wenn die Ventile in der neutralen Stellung sind, geben die Motoren ihren zugeordneten Rädern *W1*, *W2* keine Antriebskraft.

Die dritte von der Pumpe *P* abgehende Zufuhrleitung 3 gabelt sich in zwei getrennte Zweigleitungen 4 und 5, die ihren jeweiligen Motoren über ihre Richtungssteuerventile Medium zuleiten. Absperrventile 4*a* bzw. 5*a* liegen in den Leitungen 4 und 5, und dadurch wird den Motoren aus einer dritten unabhängigen Quelle gesondert und unabhängig Fluidum zugeführt.

Zur Veranschaulichung sei angenommen, daß die Pumpe auf Förderung von 40% ihrer Leistung an jede der Leitungen 1 und 2 eingestellt ist und die übrigen 20% der Pumpenleistung durch die Leitung 3 gehen. Bei Aufteilung der Leistung der Pumpe in dieser Form und wenn die Räder gleiche Haftseigenschaften am Boden haben, nimmt jedes Rad 50% des von der Pumpe geförderten Fluidums auf, und daher wirkt jedes auch mit gleicher Antriebskraft.

Beim Kurvenfahren dreht sich das Rad an der Außenseite schneller, und wenn die Pumpe auch weiter jedem Rad eine gleiche Mediumsmenge zuführen würde, hätte die schnellere Drehung weniger Antriebsleistung zur Folge. Bei der vorliegenden Erfindung wird aber bei Kurvenfahrt die Strömung aus der Leitung 3 ungleich aufgeteilt und automatisch mehr Flüssigkeit in das sich schneller drehende Rad ge-

pumpt, was eine gleiche Antriebskraft der Räder sicherstellt.

Ein weiterer Vorteil der vorliegenden Erfindung ergibt sich, sobald ein Rad auf Eis oder Schlamm trifft und dadurch seine Haftleistung verliert. Bei dem vorliegenden System zum Fördern von Fluidum aus drei getrennten und unabhängigen Zufuhrquellen geht nicht der gesamte Druck in der Anlage durch das durchdrehende Rad verloren. Letzteres erhält nämlich nicht das ganze Fluidum, sondern das andere belastete Rad nimmt beim obigen Beispiel vielmehr niemals weniger als 40% des Mediums auf. Die Geschwindigkeit des belasteten Rades fällt etwas ab, weil der Teil des Mediums, der vorher durch die Leitung 3 aus der dritten Quelle dafür abgezweigt worden war, durch das rutschende Rad verlorengeht. Diese Verringerung der Geschwindigkeit des belasteten Rades ist häufig von Vorteil, weil der Fahrer das Fahrzeug in diesem abnormalen Zustand besser beherrschen kann.

Das erfindungsgemäße System gleicht deshalb beim Fahren einer Kurve die effektive Antriebskraft der Räder aus. Im übrigen arbeitet, wenn ein Rad durchdreht, das andere belastete Rad mit verminderter Geschwindigkeit weiter; niemals geht in dem System Kraft gänzlich verloren, ebensowenig verdoppelt sich die Geschwindigkeit des belasteten Rades.

Fig. 2 zeigt eine andere Anordnung zur Förderung von Fluidum von drei unabhängigen Druckmittelquellen aus. Bei dieser Abwandlung werden drei Pumpen *P1*, *P2* und *P3* benutzt, aber Aufbau und Wirkungsweise des übrigen Teils der Anlage können wie bei Fig. 1 sein.

Rückflußventile 10 und 11 sind zwischen den Leitungen 6 bzw. 7 eingesetzt, die als Überlastungsschutz in jeder Motordrehrichtung wirken. Diese Ventile schützen vor Überdrücken in den Leitungen für die Motoren, und zwar in beiden Strömungsrichtungen. Sie wirken z. B., wenn die Richtungssteuerventile auf die neutrale Stellung geschaltet werden, wobei das Fahrzeug immer noch in Bewegung sein kann. Unter diesen Umständen wirken die Motoren als Pumpen und lassen das Medium zirkulieren.

Bei einer solchen Anlage kann, wenn ein Steuerventil in die neutrale Lage verstellt wird, das zugeordnete Rad weiter durchdrehen und als Pumpe das Druckmittel über ihr Rückflußventil umwälzen. Bei diesen Motoren könnte eine gewisse Leckströmung auftreten. Unter diesen Umständen käme es zu einer Kavitation des als Pumpe arbeitenden Motors. Um dieses Problem zu vermeiden, sind für jeden Motor Rückschlagventile vorgesehen, welche die Pumpförderung von Medium vom Speicher aus je nach den Anforderungen der Motoren ermöglichen. Diese Rückschlagventile 12 und 13 sind an die Leitungen 6 und 7 angeschlossen und führen über die Leitung 14 zum Speicher. Bei Auftreten des durch das Durchdrehen der Räder bei neutral eingestelltem Steuerventil hervorgerufenen Trägheitsbelastungseffekts öffnet das eine oder andere Rückflußventil 10 oder 11, und zwar je nach der Raddrehrichtung. Bei in dieser Weise erfolgendem Umwälzen des Fluidums durch den Motor hindurch wird das durch die Leckströmung aus den Motoren verlorene Fluidum über die Ventile 12 und 13 ausgeglichen.

Die Ventile 12 und 13 sind nicht erforderlich, wenn diese Trägheitsbelastungseffekte nicht vorhanden sind.

Bei der vorliegenden Anordnung sind Drosselstellen in den Leitungen zur Erzielung einer Differentialwirkung unnötig, und die Größe der Leitungen kann auf einen maximalen Wirkungsgrad und minimale Verluste zugeschnitten sein; statt dessen werden die Strömungseigenschaften der Ventile dazu benutzt, die Differentialwirkung zu erzeugen.

Fig. 3 offenbart eine vierrädrige Antriebsanordnung, bei der zusammen mit weiteren vorteilhaften neuen Funktionen die vorher beschriebenen Vorteile erreicht werden.

Das Schaltungsdiagramm nach Fig. 3 zeigt zwei variabel fördernde Pumpen 20 und 22 jeweils mit unterteilten Förderleitungen. Die Pumpe 20 besitzt einen Ausgang 24, der zur Radanordnung 25 führt, einen Ausgang 26, der zur Radanordnung 27 führt und einen Hilfsausgang 28. Die Pumpe 22 besitzt einen zur Radanordnung 31 führenden Ausgang 30, einen zur Radanordnung 33 führenden Ausgang 32 und einen Hilfsausgang 34.

Die Ausgänge 28 und 34 sind mit der Leitung 29 verbunden. Die Leitung 29 gabelt sich zunächst in die Zweigleitungen 35 und 36 und dann in die Zweigleitungen 37 und 38. Die in einer Richtung wirkenden Absperrventile 35a bzw. 36a liegen in den Leitungen 35 und 36, und die entsprechenden Absperrventile 37a und 38a jeweils in den Leitungen 37 und 38. Die Pumpen 20 und 22 sind durch eine mechanische Verbindung für gleichzeitige Leistungsänderung gekoppelt.

Deshalb ist unter Annahme, daß die Pumpen 20 und 22 eingestellt sind, um annähernd 20% ihrer jeweiligen Förderleistung an die Leitungen 28 und 34 zu geben, ersichtlich, daß diese 20% für jede der Radanordnungen 25, 27, 31 und 33 vorhanden sind. Außer zur Schaffung des gewünschten Differential-effekts beim Kurvenfahren oder wenn, wie oben beschrieben, bei einem oder mehreren Antriebsrädern die Bodenhaftung verlorengeht, genügen die Drücke in der Leitung 29, Fluidumsleistungen in den Rädern auszugleichen, selbst wenn für sie unterschiedliche Anforderungen bestehen.

Fig. 4 zeigt eine variabel fördernde Pumpe 42 mit unabhängigen Ausgängen 24', 26', 28' — 34', 32' und 30'. Diese Anordnung wirkt genauso wie die nach Fig. 3.

#### Patentansprüche:

1. Hydrostatisches Getriebe, bei dem das Arbeitsmittel von mindestens einer Druckquelle mehreren hydrostatischen Motoren zugeführt wird

und bei dem eine Servoeinrichtung vorgesehen ist um bei Abnahme der Belastung eines Hydromotors größere Energieverluste dadurch, daß diesem Motor eine größere Druckmittelmenge pro Zeiteinheit auf Kosten des oder der anderen normal belasteten Motoren zugeführt wird, im wesentlichen zu vermeiden, dadurch gekennzeichnet, daß jeder Motor ( $M1, M2$ ) bzw. jede Motorgruppe (25, 27, 31, 33) über eine eigene Zufuhrleitung (1, 2; 24, 26, 30, 32) an die Druckquelle ( $P; P1; P2; PV$ ) angeschlossen ist, daß alle Zufuhrleitungen auch bei unterschiedlichen Belastungen ihrer Motoren den gleichen Arbeitsmitteldurchsatz haben und daß alle Zufuhrleitungen über in Richtung der Zufuhrleitung öffnende Rückschlagventile (4a, 5a, 35a... 38a) und Servoleitungen (4, 5; 35... 38) mit einer gemeinsamen Servohauptleitung (3; 28, 34, 29; 28'... 34') verbunden sind, die an eine Servo-druckquelle ( $P; P2; PV$ ) angeschlossen ist, die einen Bruchteil der von der Hauptdruckquelle oder den -quellen gelieferten Gesamtenergie abgibt.

2. Hydrostatisches Getriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß eine gemeinsame Pumpe ( $P$ ) mit ( $n+1$ ) Auslässen bei  $n$  Hydromotoren oder -motorgruppen vorgesehen ist.

3. Hydrostatisches Getriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß jedem Hydromotor bzw. -motorgruppe eine eigene Pumpe zugeordnet ist.

4. Hydrostatisches Getriebe nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Servohauptleitung von einer Hilfspumpe ( $P2$ ) beliefert wird.

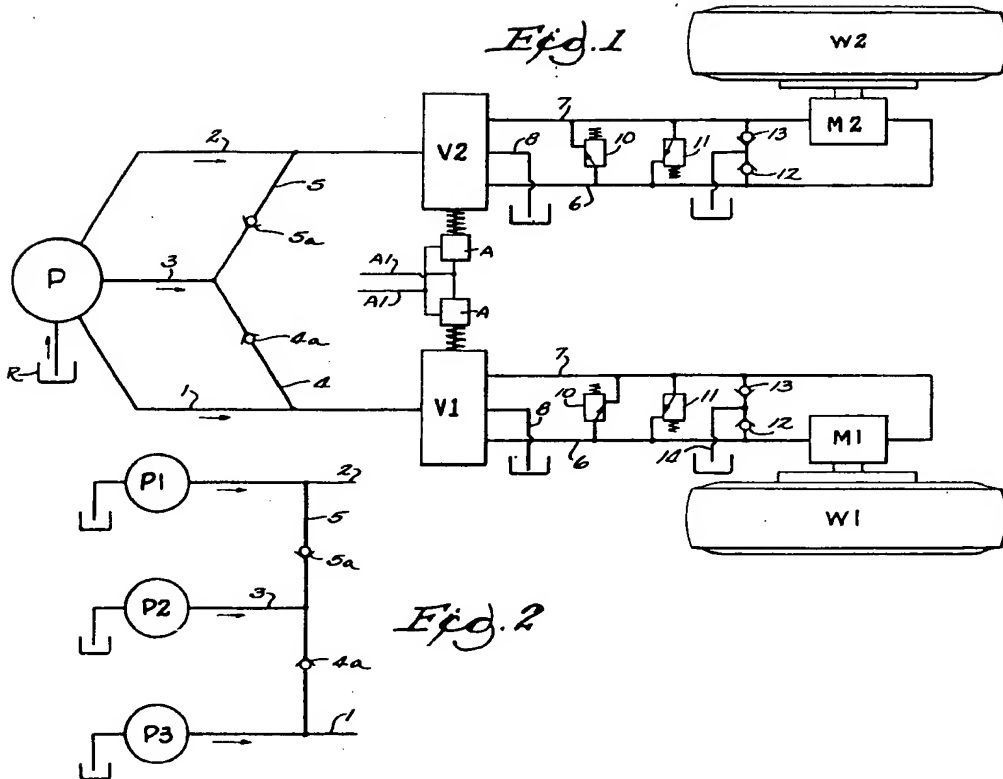
5. Hydrostatisches Getriebe nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß jede der Pumpen ( $PV, PV$ ) ein Servoleitungsanschlußstück (28, 34) aufweist und alle Anschlußstücke in die Servohauptleitung (29) münden.

6. Hydrostatisches Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß jeder Hydromotor ein eigenes Hydrauliksystem aufweist, das über ein Mehrwegeventil ( $V1, V2$ ) an die Druckquelle anschließbar ist und das bei abgesperrter Arbeitsmittelzufuhr in sich zur Umwälzung des Arbeitsmittels geschlossen ist.

7. Hydrostatisches Getriebe nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß das Hydrauliksystem jedes Motors eine eigene Ausgleichsflüssigkeits-zufuhrleitung mit Rückschlagventilen (12, 13) aufweist.

Hierzu 1 Blatt Zeichnungen

**Nummer:** 1 292 984  
**Int. Cl.:** F 16 h  
**Deutsche Kl.:** 47 h - 39/50  
**Auslegungstag:** 17. April 1969



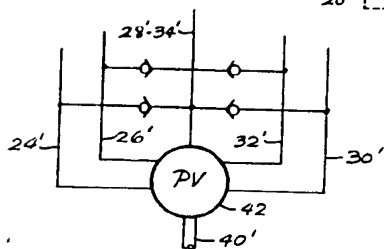
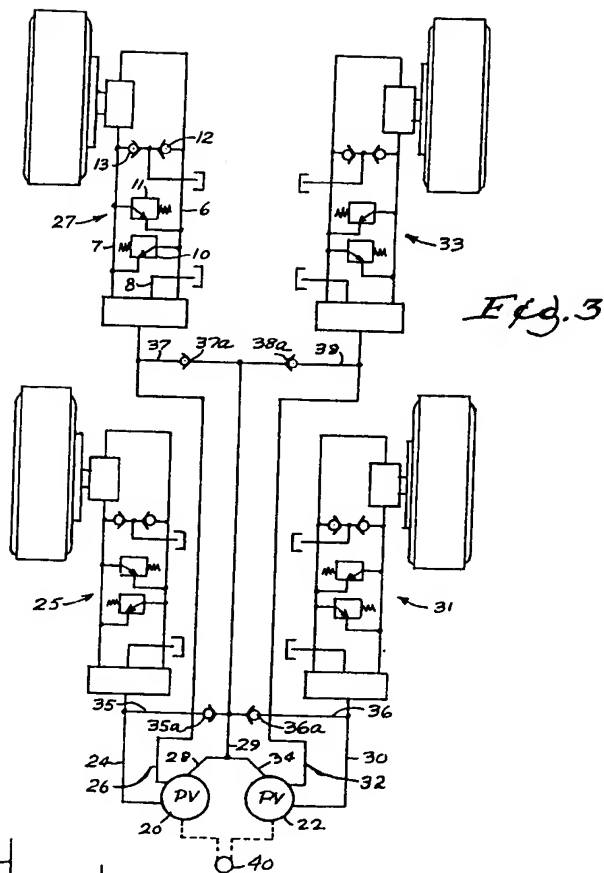


Fig. 4